ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1977
Seria: GÓRNICTWO z. 81 Nr kol. 548

KONFERENCJA: MODELOWANIE GÓRNICZYCH MASZYN WYCIĄGOWYCH
9 - 10.XII.1977

JÓZEF WOJNAROWSKI
ANDRZEJ MEDER
POLITECHNIKA ŚLĄSKA
GLIWICE

O NUMERYCZNYM MODELOWANIU DRGAŃ WIELOLINOWYCH GÓRNICZYCH UKŁADÓW WYCIĄGOWYCH

W pracy przedstawiono sposób modelowania drgań wielolinowych układów wyciągowych przy zastosowaniu modelu o parametrach skupionych z uwzględnieniem różnych własności sprężystych lin nośnych i wyrównawczych. Stosując modelowanie cyfrowe na EMC ODRA 1204 przeprowadzono analizę dynamiczną wielolinowego układu wyciągowego.

1. Wprowadzenie

Wpływ elementów sprężystych na działanie układu wyciągowego jest niezwykle istotny. Problem ten nabiera coraz większego znaczenia z uwagi na zwiększanie głębokości szybów wydobywczych.

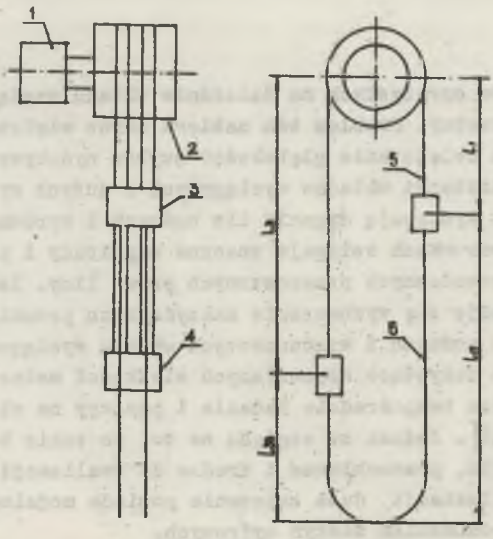
W czasie eksploatacji układów wyciągowych o dużych wysokościach ciągnienia urobku występują drgania lin nośnych i wyrównawczych, które w pewnych warunkach osiągają znaczne amplitudy i prowadzą do wzrostu sił dynamicznych przenoszonych przez liny. Istotnym więc problemem staje się wyznaczenie maksymalnych przemieszczeń oraz sił w linach nośnych i wyrównawczych układu wyciągowego. Ścisłe informacje dotyczące wspomnianych wielkości można otrzymać przeprowadzając bezpośrednie badania i pomiary na obiektach rzeczywistych [1,2]. Jednak ze względu na to, że takie badania są niezwykle drogie, pracochłonne i trudne do realizacji badania w czasie eksploatacji duże znaczenie posiada modelowanie matematyczne z zastosowaniem maszyn cyfrowych.
Problemy modelowania górniczych układów wyciągowych są tematem wielu prac i wciąż nowych poszukiwań w zakresie prowadzenia eksperymentu numerycznego.

Np. w pracach [6] i [8] podano sposób modelowania układu wyciągowego łącznie z częścią elektryczną. W pracy J.G. Kiricoka i W.H. Cernałycha [4] przedstawiono metodę budowy schematów strukturalnych układu wyciągowego oraz zagadnienia sterowania optymalnego maszyną wyciągową. Zastosowanie dyskretnych modeli w analizie układów wyciągowych omówiono m.in. w pracach [5], [7] i [10]. W niniejszej pracy przedstawiono sposób modelowania drgań wielolinowych górniczych układów wyciągowych z uwzględnieniem wielolinowości układu i różnych własności sprężystych lin. Wykorzystując przedstawiony model przeprowadzono analizę dynamiczną w zakresie wyznaczenia przebiegów sił dynamicznych stosując programowanie w języku CEMMA 1204 na EMC ODRA 1204.

2. Sformułowanie zagadnienia

Rozważmy układ wyciągowy przedstawiony na rys. 1. W układzie tym można wyróżnić:

1 - silnik napędowy,
2 - koło pędne,
3,4 - naczynia wydobywcze,
5 - liny nośne,
6 - liny wyrównawcze.

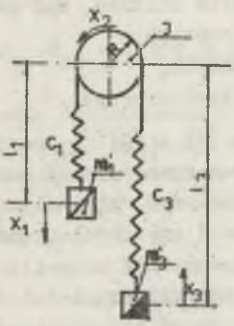


Rys. 1.

Układ wyciągowy złożony z szeregu elementów sprężystych poddawany jest w czasie pracy różnego rodzaju wymuszeniom. Głównie są to wymuszenia od napędu i hamowania. Mogą one powodować znaczne amplitudy drgań naczyń wydobywczych i stwarzać poważne problemy w eksploatacji układów wyciągowych.
Powstaje zatem problem zmniejszenia amplitud drgań i sił dynamicznych w elementach sprężystych układu wyciągowego, co w konsekwencji stwarza konieczność wyznaczania przebiegów drgań naczyń wydobywczych oraz sił dynamicznych w linach nośnych i wyrównawczych. W związku z tym koniecznym staje się przyjęcie pewnych modeli dynamicznych układu wyciągowego, które umożliwiają zastosowanie maszyn cyfrowych w analizie wielkości dynamicznych.

3. Modele dynamiczne układu wyciągowego o parametrach skupionych.

Zastosowanie w analizie dynamicznej układu wyciągowego modeli o parametrach skupionych prowadzi do znacznego uproszczenia zagadnienia. Należy dodać, że w wielu przypadkach przyjęcie takich modeli zapewnia dostateczną dokładność obliczeń.
Ze względu na istotny wpływ lin nośnych i wyrównawczych na dynamikę układu wyciągowego zasadniczym problemem staje się zamodelowanie lin nośnych i wyrównawczych. Najprostszy model o parametrach skupionych przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2

W modelu tym przyjęto następujące uproszczenia i założenia:

1° Układ lin nośnych zastąpiono jedną liną o określonej sztywności zastępczej.

2° Liny wyrównawcze są absolutnie sztywne.

3° Parametry wytrzymałościowe lin są niezmienne w czasie i przestrzeni.

4° Liny podlegają tylko drganiom wzdłużnym.

5° Długość lin w rozpatrywanym przedziale czasu jest stała.

6° Masy lin nośnych i wyrównawczych obydwu gałęzi zredukowano na naczynia wydobywcze zgodnie ze wzorem (1) i (2).

7° Masowe momenty bezwładności wirnika silnika, wału głównego i kół kierujących zredukowano na koło pędne zgodnie ze wzorem (3).

8° Poślizg liny na kole pędnym nie występuje.

Przyjęte oznaczenia na rys. 2:

$$m_1' = m_1 + \frac{1}{3} n_n q_n l_1 + n_w q_w l_{11} , \tag{1}$$

$$m_3' = m_3 + \frac{1}{3} n_n q_n l_3 + n_w q_w l_{33} , \tag{2}$$

$$J = J_k + J_w + J_{ws} + J_{kk} + \frac{1}{3} R^2 n_n q_n (l_1 + l_3 \tag{3}$$

gdzie:

m_1, m_3 – masa naczynia wydobywczego wraz z zawieszeń i urobkiem,

q_n, q_w – masa 1 mb. liny nośnej i wyrównawczej,

n_n, n_w – liczba lin nośnych i wyrównawczych,

J_k, J_w, J_{ws}, J_{kk} – masowy moment bezwładności koła pędnego, wału głównego, wirnika silnika, kół kierujących,

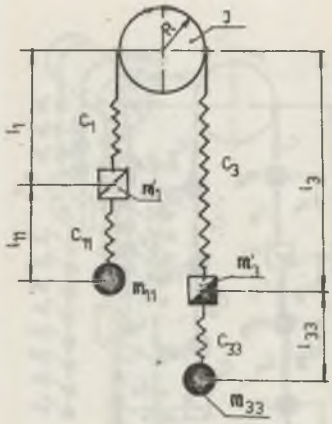
C_1, C_3 – sztywność lin nośnych,

l_1, l_3 – długość lin nośnych,

l_{11}, l_{33} – długość lin wyrównawczych.

Jak wynika ze wzorów (1), (2) i (3) $\frac{1}{3}$ masy lin nośnych zredukowano na naczynie wydobywcze oraz również $\frac{1}{3}$ masy lin nośnych zredukowano na koło pędne. Ponieważ maksymalne obciążenia dynamiczne występują przy najniższej częstości drgań własnych w związku z tym jako kryterium dyskretyzacji masy lin nośnych i wyrównawczych przyjęto równość pierwszej częstości drgań własnych i amplitudy pierwszej postaci drgań głównych modelu o parametrach skupionych i modelu o parametrach rozłożonych w sposób ciągły. Rozdział masy lin nośnych określony wzorami (1), (2) i (3) wynika właśnie z powyższego kryterium podanego między innymi w pracy [9].

Na rys. 3 przedstawiono model uwzględniający sprężystość lin wyrównawczych.



Rys.3

Zgodnie z podanym poprzednio kryterium na podstawie [9] $\frac{1}{3}$ masy liny wyrównawczej przedstawiono w postaci masy skupionej m_{11} i m_{33} natomiast $\frac{2}{3}$ masy lin wyrównawczych zredukowano na naczynia wydobywcze. Wzorami (4 ÷ 8) opisano oznaczenia podane na rys. 3.

$$m_1' = m_1 + \frac{1}{3} n_n q_n l_1 + \frac{2}{3} n_w q_w l_{11}, \tag{4}$$

$$m_3' = m_3 + \frac{1}{3} n_n q_n l_3 + \frac{2}{3} n_w q_w l_{33}, \tag{5}$$

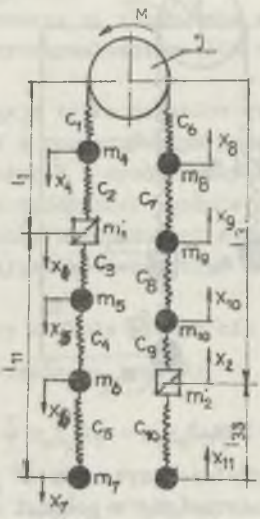
$$m_{11} = \frac{1}{3} n_w q_w l_{11}, \tag{6}$$

$$m_{33} = \frac{1}{3} n_w q_w l_{33}, \tag{7}$$

$$J = J_k + J_w + J_{ws} + J_{kk} + \frac{1}{3} R^2 n_n q_n (l_1 + l_3). \tag{8}$$

W celu podniesienia dokładności obliczeń stosuje się modele o większej liczbie stopni swobody, w których liny nośne i wyrównawcze zostały zastąpione kilkoma masami skupionymi. Przykładem takiego modelu jest model o jedenastu stopniach swobody przedstawiony na rys. 4.

Przedstawione rys. 2 ÷ 4 modele układu wyciągowego posiadają wiele zalet, ale nie uwzględniają one wielolinowości układu wyciągowego. W wyniku tego nie można przy wykorzystaniu tych modeli uwzględnić między innymi różnych własności sprężystych poszczególnych lin nośnych i wyrównawczych oraz wpływu elementów pośrednich (zawiesi) na dynamikę układu wyciągowego.



Rys. 4

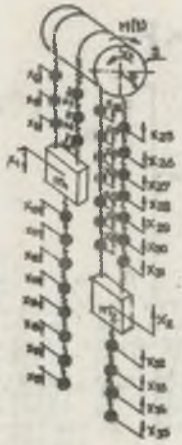
4. Model dynamiczny wielolinowego układu wyciągowego.

W pracy proponuje się zastosowanie w analizie dynamicznej wielolinowych układów wyciągowych modelu o stałych skupionych (rys. 5).

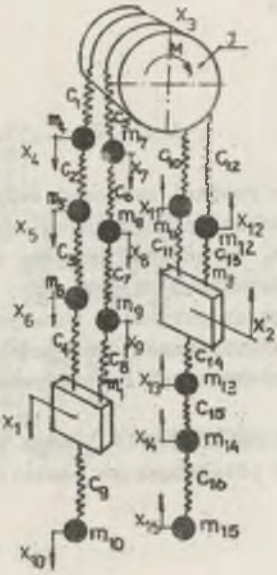
W proponowanym modelu każdą z lin nośnych i wyrównawczych zamodelowano w postaci mas skupionych połączonych elementami sprężystymi. Pozwala to na uwzględnienie zarówno różnych własności sprężystych poszczególnych lin jak i wpływu elementów pośrednich służących do łączenia lin nośnych z naczyniami wydobywczymi na dynamikę układu wyciągowego.

Rozważmy dwulinowy układ wyciągowy przedstawiony w postaci modelu o 15 stopniach swobody (rys. 6).

W modelu tym każdą linę nośną i wyrównawczą zastąpiono masami skupionymi połączonymi elementami sprężystymi o charakterystykach liniowych. Przyjęte uproszczenia i założenia są podobne do poprzednich dla modeli z rys. 2,3 i 4, tzn. liny potraktowano jako ważkie i sprężyste o stałych parametrach wytrzymałościowych, w rozpatrywanym przedziale czasu pominięto zmiany długości lin, założono brak poślizgu na kole pędnym oraz absolutną sztywność naczyń wydobywczych.



Rys. 5


x3
M
2
C1
m7
C10
C12
x4
C2
x7
C6
x11
m8
m11
x12
x5
C5
C11
C15
m12
x8
C7
m13
m5
m9
x6
x2
C4
x9
C8
C14
m1
x13
m12
x1
C15
x14
m14
C9
C16
x15
m15
m10
x10

Rys. 6

Przy tych założeniach drgania wzdłużne układu można opisać równaniami,

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{r}\mathbf{x} = \mathbf{P}, \qquad (9)$$

gdzie:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ x_{15} \end{bmatrix} \qquad \mathbf{m} = \begin{bmatrix} m_1 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & m_2 & & & \cdot \\ \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & & & \cdot & \cdot \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & m_{15} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ P_{15} \end{bmatrix} \qquad \mathbf{r} = \begin{bmatrix} r_{11} & \cdot & \cdot & \cdot & r_{1,15} \\ \cdot & \cdot & & & \cdot \\ \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & & & \cdot & \cdot \\ r_{15,1} & \cdot & \cdot & \cdot & r_{15,15} \end{bmatrix}.$$

Przy warunkach początkowych

$$x_i(0) = x_{io},$$

$$\dot{x}_i(0) = \dot{x}_{io}, \qquad i = 1,2,\ldots,15.$$

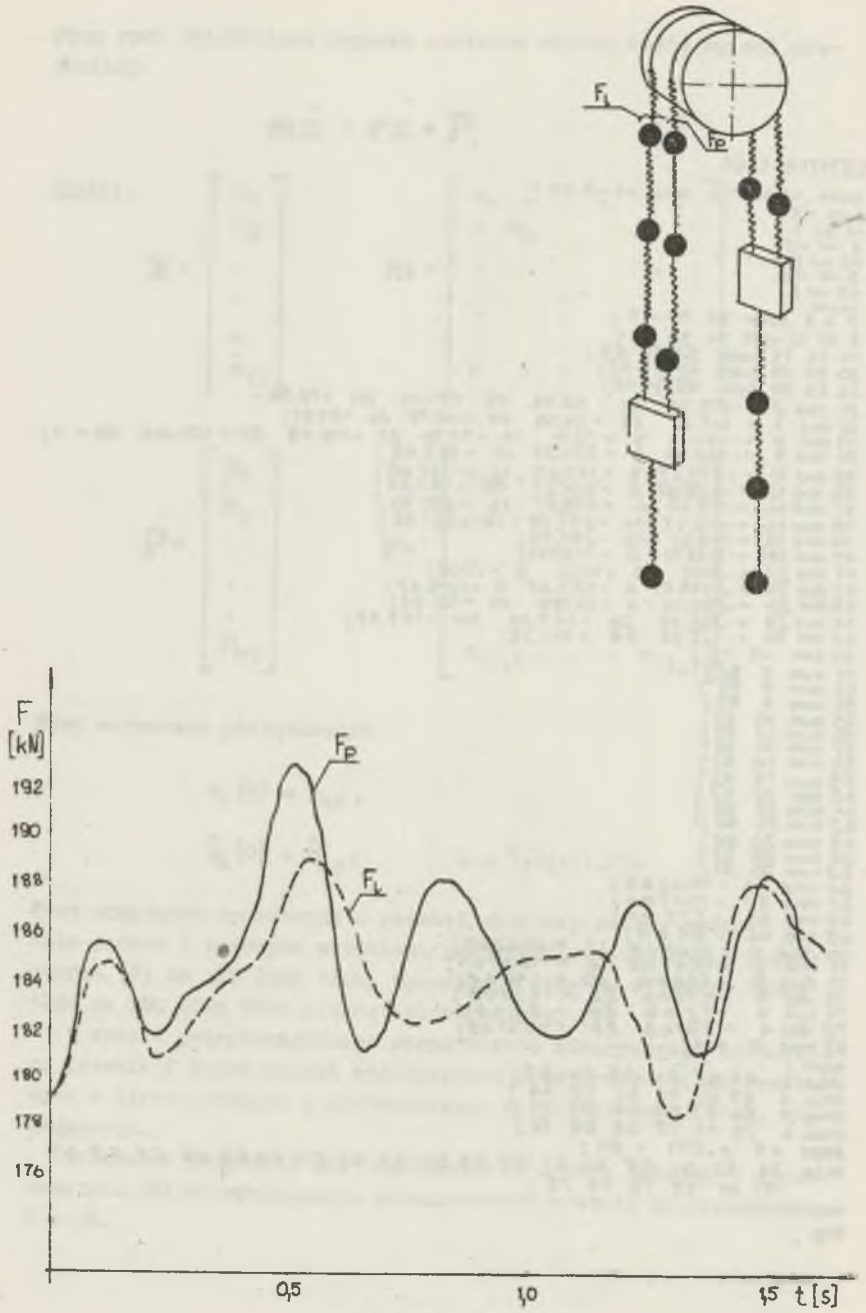
Przy przyjęciu wymuszenia w postaci skokowej zmiany momentu na kole pędnym i zerowych warunkach początkowych rozwiązano układ równań (9) na EMC ODRA 1204. Opracowany program w języku CEMMA 1204 na EMC ODRA 1204 przedstawiono na rys. 7.

W wyniku przeprowadzonego eksperymentu numerycznego wyznaczono przebiegi drgań naczyń wydobywczych oraz przebiegi sił wzdłużnych w linach nośnych i wyrównawczych rozpatrywanego układu wyciągowego.

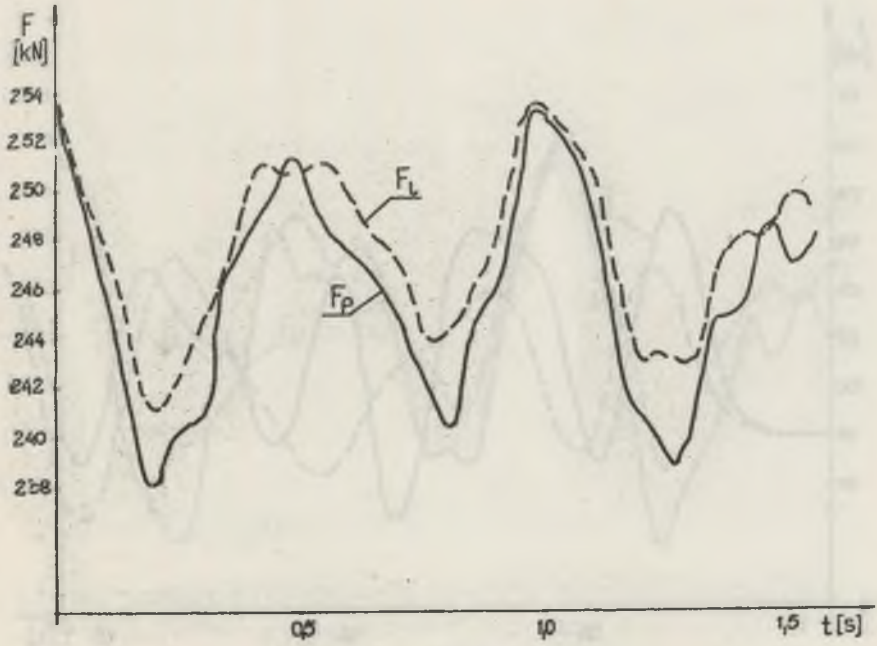
Otrzymane przebiegi sił wzdłużnych w linach nośnych i wyrównawczych układu wyciągowego przedstawione zostały na rysunkach 8 ÷ 12.

```
CEMMA 1204
makr n1 n2 n3 calk n4 n5 n6 ;
1 int n4 ;
n1 int 1 ;
2 int n5 ;
n2 int 2 ;
3 int n6 ;
n3 int 3 ;
konm;
2 4 6 calk 31 32 33 ;
8 10 12 calk 34 35 36 ;
14 16 18 calk 37 38 39 ;
20 22 24 calk 40 41 42 ;
26 28 30 calk 43 44 45 ;
31 dod 2 =-203.95  12 = 55.96  18 =71.01  20 =76.96 ;
32 dod 4 =-147.72  22 = 54.06  24 =68.75  26 =24.91 ;
33 dod 6 =-434.18  8 = 72.74  14 =92.96  22 =116.49  24 =150.68  50 =-1 ;
34 dod 8 =-562.90  6 = 375.27  10 =187.63 ;
35 dod 10 =-375.27  8 =187.63  12 =187.63 ;
36 dod 12 =-562.90  2 =375.27  10 =187.63 ;
37 dod 14 =-713.96  6 =475.97  16 =237.98 ;
38 dod 16 =-475.97  14 =237.98  18 =237.98 ;
39 dod 18 =-713.96  16 =237.98 ;
40 dod 20 =-1482.99  2 =1482.99 ;
41 dod 22 =-2000  6 =1000  4 =1000 ;
42 dod 24 =-2543.35  6 =1271.67  4 =1271.67 ;
43 dod 26 =-295.19  4 =147.59  28 =147.59 ;
44 dod 28 =-295.19  26 =147.59  30 =147.59 ;
45 dod 30 =-147.59  28 =147.59 ;
50 gsk =0 =2 ;
51 sum 2 82 ;
52 sum 4 82 ;
54 sum 8 82 ;
55 sum 10 82 ;
56 sum 12 82 ;
57 sum 14 82 ;
58 sum 16 82 ;
59 sum 18 82 ;
60 sum 20 82 ;
61 sum 22 82 ;
62 sum 24 82 ;
63 sum 26 82 ;
64 sum 28 82 ;
65 sum 30 82 ;
66 mnz 54 =10.62 e5 ;
67 mnz 57 =13.47 e5 ;
68 mnz 61 =1.73 e6 ;
69 mnz 62 =2.2 e6 ;
70 dod 2 =10.62 e5  12 =-10.62 e5 ;
71 dod 2 =13.47 e5  18 =-13.47 e5 ;
72 dod 2 =1.46 e6  20 =-1.46 e6 ;
73 dod 4 =1.73 e6  22 =-1.73 e6 ;
74 dod 4 =2.2 e6  24 =-2.2 e6 ;
75 dod 4 =7.97 e5  26 =-7.97 e5 ;
82 mnz 6 =-1 ;
koni ;
druk t 51 52 54 55 56 57 ;
druk t 59 60 61 62 63 64 ;
druk t 66 67 68 69 70 71 ;
druk t 73 74 75 58 65 72 ;
zega =5 =.001 =.01 ;
pisz 51 52 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69
     70 71 72 73 74 75 ;
koni ;
stop ;
```

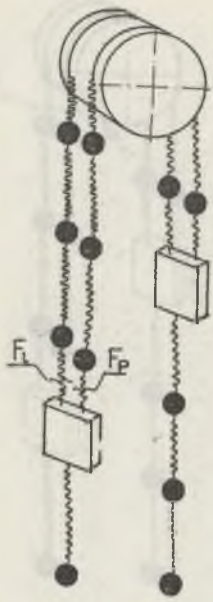
Rys. 7

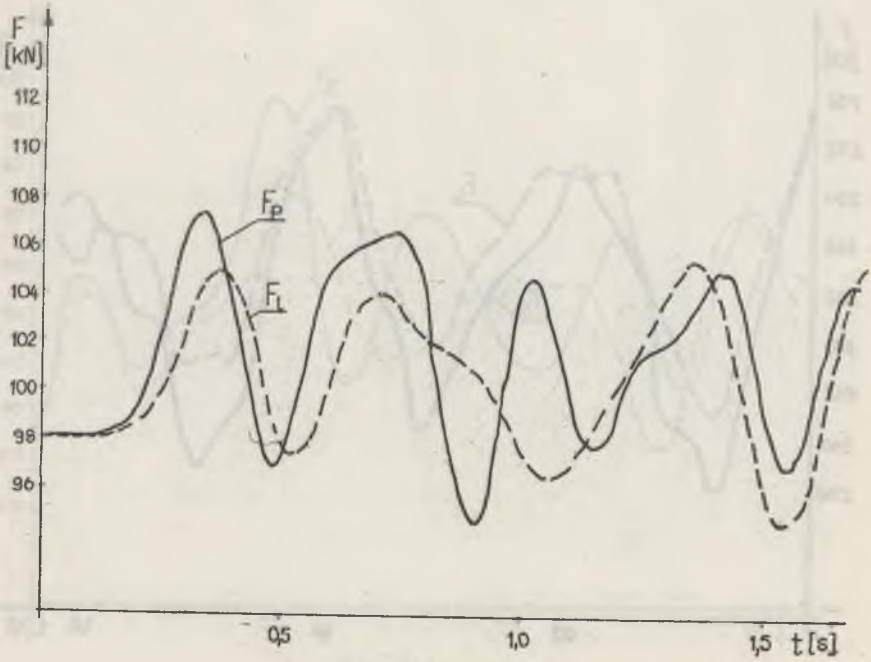


Rys. 8

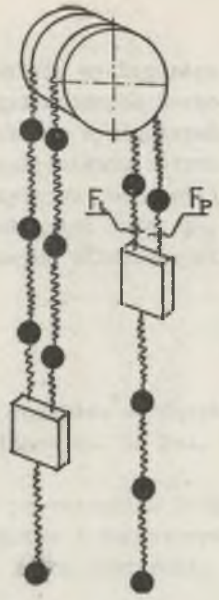


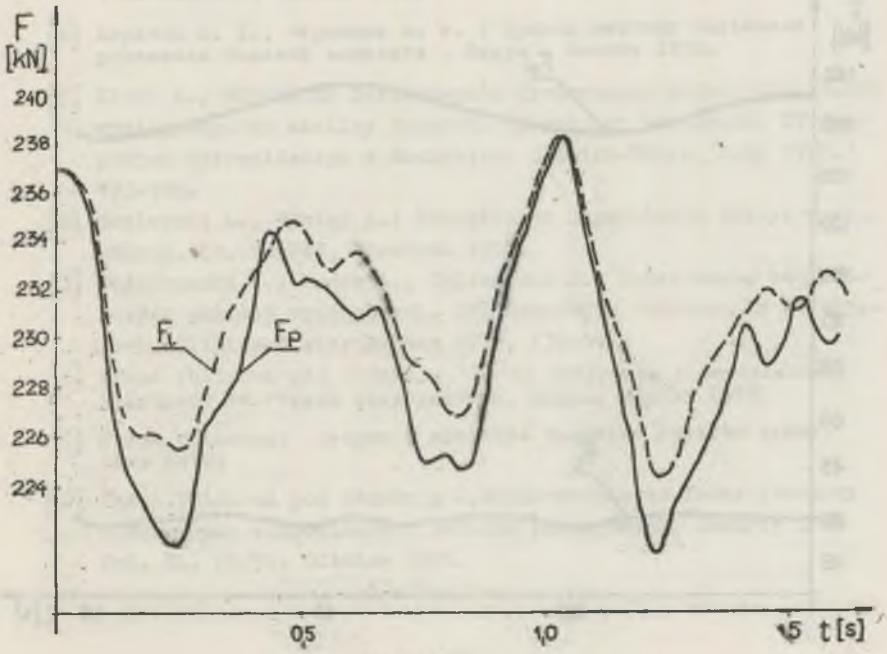
Rys. 9



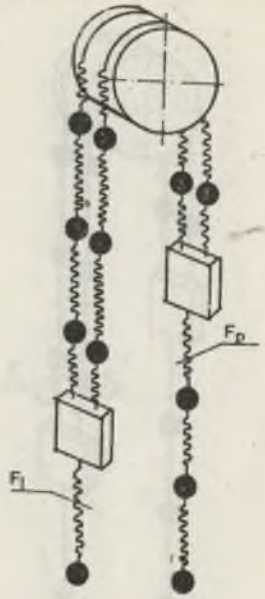


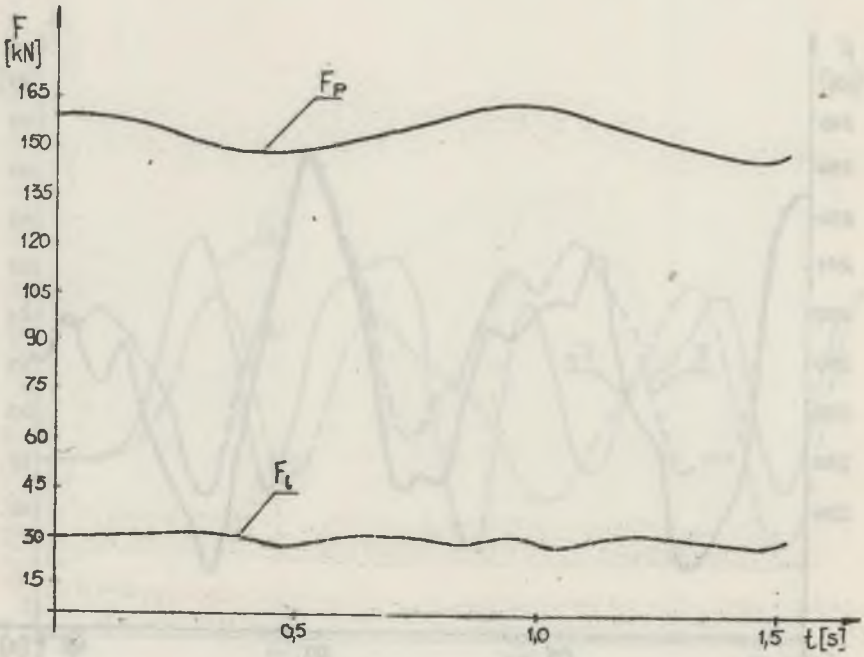
Rys. 10





Rys. 11





Rys. 12

5. Wnioski

Przedstawiony w pracy model wielolinowego układu wyciągowego pozwala w łatwy sposób na badanie przebiegów dynamicznych zachodzących w czasie eksploatacji wielolinowych układów wyciągowych. Ze względu na możliwość badania drgań przy uwzględnieniu wpływu wielolinowości i różnych własności lepko-sprężystych poszczególnych lin nośnych i wyrównawczych, model ten może mieć duże zastosowanie przy projektowaniu nowych wielolinowych układów wyciągowych.

Literatura cytowana w tekście.

[1] Antoniak J.: Badania teoretyczne i ruchowe rozkładu obciążenia na liny nośne w układach wyciągowych wielolinowych. ZN Pol. Śl. Górnictwo 23. Gliwice 1968.

[2] Dramski S.: Badanie rozkładu obciążenia na poszczególne liny nośne podczas hamowania hamulcem bezpieczeństwa i manewrowym w urządzeniach wyciągowych czterolinowych. Praca doktorska. Pol. Śl. Gliwice 1972.

[3] Флоринский Ф. В. : Динамика шахтного подъемного каната. Углетехиздат. Москва 1955.

[4] Киричок Ю. Г., Чермалых В. Ш. : Привод шахтных подъемных установок большой мощности . Недра . Москва 1972.

[5] Klich A., Wójcik M: Zastosowanie dyskretnego modelu urządzenia wyciągowego do analizy dynamiki awaryjnego hamowania. XV Sympozjon Optymalizacja w Mechanice. Gliwice-Wisła, luty 1976. 193-186.

[6] Szklarski L., Skalny A.: Teoretyczne zagadnienia maszyn wyciągowych. Cz. 1. PAN, Warszawa 1975.

[7] Wojnarowski J., Meder A., Tejszerska D.: Modelowanie wielolinowych układów wyciągowych. XVI Sympozjon Modelowanie w Mechanice. Gliwice-Wisła, marzec 1977, 530-542.

[8] Praca zbiorowa pod redakcją В. Н. Потураева : Вертикальный транспорт на горных предприятиях. Недра. Москва 1975.

[9] Praca zbiorowa: Теория и практика подъема. Наукова думка. Киев 1975.

[10] Praca zbiorowa pod redakcją J.Wojnarowskiego: Pewne problemy modelowania wielolinowych układów wyciągowych. Zeszyty IPKM Pol. Śl. 25/59. Gliwice 1976.

NUMERICAL MODELLING OF VIBRATIONS OF MULTI-ROPE WINDING GEARS

In the paper modelling method of vibrations of multi-rope winding gears using model with concentrated parameters has been presented. In this model different elasticity properties of ropes have been taken into account. Using digital modelling method a dynamic analysis of multi-rope winding gear has been made.

НУМЕРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ МНОГОКАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

В работе описан способ моделирования колебаний многоканатных подъемных установок применяя модели с сосредоточными параметрами. Учитывая различные упругие свойства канатов проведено динамический анализ многоканатной подъемной установки.